轴流压气机等离子体流动控制

吴云 [1]，张海灯 [1]，于贤君 [2]，李应红 [1]
（1 空军工程大学，西安 710038; 2 北京航空航天大学，北京 100191）

摘　要： 作者在国际上较早开展了轴流压气机等离子体流动控制研究工作，经过近十年的研究积累，对轴流压气机等离子体流动控制建立了较为深刻的认识。本文首先简要展示了轴流压气机等离子体流动控制的部分研究进展：以压气机叶栅为研究对象，分析了等离子体激励对叶顶泄漏流抑制的规律和机制；通过数值仿真和实验，研究了等离子体激励对高负荷轴流压气机失速的流动控制规律和机制；以高速压气机叶栅为研究对象，探索了吸力面和端壁等离子体激励对高速压气机三维角区分离的流动控制规律；然后介绍了等离子体激励式压气机的概念；最后给出了对未来研究工作的展望。

关键词： 轴流压气机；等离子体流动控制；泄漏流；失速；三维角区分离；等离子体激励式压气机
中图分类号：　　　　**文献标识码：** A

Plasma flow control of axial compressor

WU Yun[1], ZHANG Haideng[1], YU Xianjun[2], LI Yinghong[1]
(1 Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China; 2 Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: The authors launched earlier researches on the plasma flow control of the axial compressor, and with the research and accumulation of ten years' time, deep understanding on the plasma flow control of axial compressor has been established. This paper shows some of the progress of the research of the authors on the plasma flow control of axial compressor firstly. The law and mechanism of the suppression of the tip leakage flow with plasma actuation are analyzed, based on the researches on a compressor cascade. The law and mechanism of the suppression of the axial compressor stall with plasma actuation are researched with both numerical and experimental methods. With a high-speed compressor cascade, the flow control law of the suction surface and endwall plasma actuations in suppressing the high-speed compressor three-dimensional corner separation is explored. The notion of the plasma actuated compressor is introduced too, and at the end of the paper the outlook of the future work is provided.

Key words: axial compressor; plasma flow control; tip leakage flow; stall; three-dimensional separation; plasma actuated compressor

---

0 引言

压气机内部流动极为复杂，以端区为代表，存在着多尺度和不同强度的涡结构，且一般具有不同的脉动和传播特征，它们自身以及与主流、固壁面的相互作用，更是导致压气机内部流动表现出强非定常、强三维、多频带和多尺度的特性，对压气机性能产生极为不利的影响。现代航空压气机的负荷不断提高，强的逆压梯度导致压气机内部二次流和分离结构更加复杂[1, 2]，往往会引起强的流动损失和堵塞，保持必需的效率和气动稳定性就变得异常困难。

为了保证高负荷压气机的工作效率和气动稳定性，人们从气动设计角度作了很多尝试，如：低展弦比和高稠度设计、弯掠造型、大小叶片等[3]。由于这些被动调控措施很难在发动机全工况内对压气机内部复杂流动进行有效控制，仅依靠其以突破压气机负荷极限仍面临巨大挑战，进而早期应用于外流的主动流动控制技术开始被应用于高负荷压气机设计之中。

传统的主动流动控制技术，如吹/吸气，往往具有机械结构复杂、驱动装置重量大、激励频带和响应速度受限等特点，不利于其在航空发动机中的应用。相对于传统主动流动控制技术，等离

子体流动控制技术则具有结构简单、功耗低、响应速度快和激励频带宽等特点[4-6]，将其应用于压气机内部复杂流动的控制具有重要的理论意义和工程应用价值[5-7]。

2007 年吴云等人[8]在国际上首次实验证明了等离子体激励提高压气机失速裕度的能力。随后 Vo 等人[9-11]以及 Jothiprasad 和 Wadia 等人[12, 13]通过数值仿真研究了等离子体激励压气机失速的机制。Vo 等人[9-11]研究指出，位于转子叶顶前缘附近的等离子体激励抑制压气机失速的能力明显优于尾缘的等离子体激励，其对压气机失速的影响机制主要是使主流/泄漏流交界面向下游移动，进而抑制了叶顶泄漏流由相邻叶片前缘的溢出。Jothiprasad 和 Wadia 等人[12, 13]则对比了等离子体激励角度对流动控制效果的影响，发现产生轴向力的等离子体激励对压气机失速的流动控制效果，明显强于产生周向力的等离子体激励，与 Vo 等人的解释不同，Jothiprasad 和 Wadia 等人将等离子体激励对压气机失速的抑制与转子叶顶负荷系数的降低相关联。李钢、李志远等人[14, 15]也开展了等离子体激励抑制压气机失速的仿真研究，指出等离子体激励主要是通过增加主流动量，将主流/泄漏流交界面推向下游，以抑制泄漏流由叶片前缘的溢出。吴云等人[16]通过数值仿真研究了非定常等离子体激励对压气机失速的抑制作用，指出 0.25、0.5 和 1 倍叶片通过频率的非定常等离子体激励可以与叶顶泄漏涡发生耦合作用，进而取得比定常等离子体激励更好的流动控制效果。

实验研究方面，Vo 等人[11]在一非金属压气机上初步验证了等离子体激励抑制压气机失速的能力。Saddoughi 等人[17]则利用等离子体激励使得跨音速压气机失速裕度提高 4%，非定常等离子体激励对压气机失速的抑制能力强于定常等离子体激励，而轴向等离子体激励的流动控制效果强于安装角激励；等离子体激励并不能有效改变压气机稳定工作时的特性，其对压气机失速裕度的改善主要来源于等离子体激励对转子叶顶泄漏流非定常特性的影响。

2009、2010 年李应红、吴云等人[18, 19]首次通过实验和数值仿真研究了等离子体激励抑制低速压气机叶栅三维角区分离的规律和机制。通过将等离子体激励器布置于叶片吸力面，李应红、吴云等人[20]发现定常和非定常等离子体激励均可有效降低叶栅三维角区分离流动损失，而非定常等离子体激励的流动控制效果优于定常等离子体激励。随后赵小虎以低速高负荷压气机叶栅为研究对象，针对等离子体激励抑制三维角区分离的规律和机制开展了详细的实验和数值仿真研究。2011 赵小虎等人[21]通过实验进一步研究了吸力面等离子体激励对高负荷压气机叶栅角区分离的流动控制规律，指出等离子体激励器最佳的布置位置在角区分离起始点附近，非定常等离子体激励的最佳激励频率为 450Hz（对应的无量纲激励频率为 0.75）。随后赵小虎等人[22]通过数值仿真结合流动拓扑分析，对吸力面等离子体激励抑制三维角区分离的机制进行了揭示。2012 年吴云等人[23]通过实验和数值仿真，研究发现相对于吸力面等离子体激励，端壁等离子体激励抑制三维角区分离的能力更强，而端壁和吸力面的组合激励布局能够更好地抑制三维角区分离。随后赵勤等人[24]针对端壁等离子体激励抑制高负荷压气机叶栅角区分离开展了实验研究，并探索研究了纳秒脉冲等离子体激励对三维角区分离的抑制能力；赵小虎等人详细分析了端壁等离子体激励[25]以及组合激励布局[26, 27]对三维角区分离的流动控制机理。2014 年张海灯等人[28]针对各种激励布局开展了详细的优化研究，探索了抑制三维角区分离的最佳等离子体激励布局。

2014 年之后作者所在课题组开始探索研究纳秒脉冲等离子体激励对高速、高负荷（本文简称为“高速”）压气机叶栅三维角区分离的流动控制规律，首先开展了相关的实验研究，发现纳秒脉冲等离子体激励可以显著影响叶片吸力面附面层，改善二维叶型损失[29]。为进一步获得能够抑制高速压气机叶栅三维角区分离的等离子体激励布局，张海灯等人开展了高速压气叶栅内部流动结构[30, 31]、纳秒脉冲等离子体激励特性[32]以及纳秒脉冲等离子体激励与三维角区分离耦合作用机制[33]的探索研究。概括而言，高速条件下，高负荷压气机三维角区分离的抑制面临更大挑战，无

论是正弦波等离子体激励亦或纳秒脉冲等离子体激励，在流动控制机制尚不明确的前提下均很难对其实现有效抑制。

国内李钢等人[34]以及刘华坪等人[35]也开展了等离子体激励抑制压气机叶栅三维角区分离的研究，分析了其流动控制机理、验证了其流动控制能力。国外 De Giorgi 等人[36, 37]进行了等离子体激励抑制三维角区分离的探索研究，Akcayoz 等人[38]于 2016 年也发表了等离子体激励抑制三维角区分离的相关研究成果，指出相对于端壁等离子体激励，吸力面等离子体激励减小叶片通道流动损失的能力更强，当等离子体激励器位于角区分离起始点上游附近时流动控制效果更好。

本文针对轴流压气机等离子体流动控制的典型途径，介绍作者所在课题组的研究进展，分析流动控制规律和机理，力图呈现轴流压气机等离子体流动控制的潜在技术优势和未来发展趋势，最后介绍等离子体激励式压气机的概念。

1 压气机叶顶泄漏流的等离子体流动控制

为获得压气机叶顶泄漏流等离子体流动控制的规律和机制，选取压气机转子叶顶叶型，通过数值模拟，首先研究了叶栅环境下等离子体激励对叶顶泄漏流引起流动损失和堵塞的控制规律，之后结合等离子体激励对叶顶泄漏流流量和流场轴向动量的影响，分析了等离子体激励抑制压气机叶顶泄漏流的机制，最后通过实验对所获得结论进行了初步验证。

1.1 研究对象和数值模拟方法

压气机叶栅模型如图 1 所示，表 1 给出了其主要气动参数。

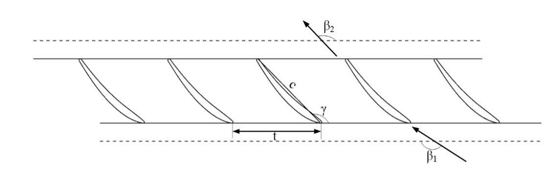


图 1 压气机叶栅模型

Fig. 1 Compressor cascade model

表 1 压气机叶栅主要气动参数

Table 1 Main aerodynamic parameters of the compressor cascade

几何参数	数值
弦长 c/mm	103
叶高 h/mm	120
叶顶间隙/叶高%	2
设计来流马赫数	0.2
叶型弯角 θ/°	20
几何进口角 β_1/°	152
几何出口角 β/°	132
安装角 γ/°	140
稠度 τ	1
最大挠度/mm	8.8

数值模拟采用 Ansys CFX 商用流体计算软件，数值离散采用二阶高精度差分格式，计算网格由 Autogrid 生成。网格拓扑结构为 O-4H，叶顶间隙处采用 OH 型网格，具体网格结构和边界条件如图 2 所示。基于网格无关性验证结果，仿真中网格总数为 360 万，近壁面网格进行局部加密保证 $y^+<2$。轮毂、机匣和叶片设置为绝热无滑移固壁面，为减小近轮毂三维角区分离对叶顶泄漏流的影响，在轮廓一侧叶片上游位置施加附面层抽吸，抽吸量与实验中保持一致。仿真中根据实验条件进口给定速度 43m/s，基于叶片弦长的雷诺数为 $3x10^5$，来流攻角保证为 0°，出口给定反压，沿栅距方向使用了周期性边界条件。

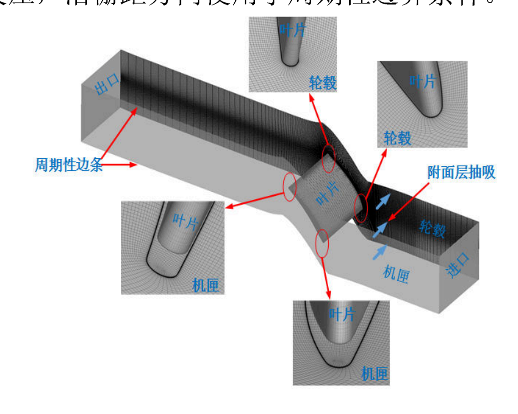


图 2 计算网格和边界条件

Fig. 2 Calculation grid and boundary condition

为确保数值模拟结果的可靠性，首先对计算

所采用的湍流模型进行校验，对比分析发现 k-ω 模型能较为合理地捕捉叶栅通道中复杂的端区流动，因此采用 k-ω 模型开展仿真研究。

典型的介质阻挡放电等离子体激励器如图 3 所示，上电极与电源正极相连，下电极与电源负极相连，上、下电极由一层阻挡介质隔开。电源接通后下电极上方空气被击穿形成等离子体，等离子体中的带电粒子在电场的作用下发生迁移，与中性分子发生碰撞产生作用于周围气体的体积力。数值仿真中，利用 Suzen 等人[39]的唯象学模型对等离子体激励诱导产生的体积力进行求解，再作为边界条件施加于叶栅流场中。

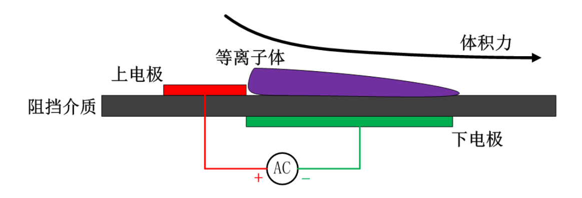


图 3 等离子体激励器示意图

Fig. 3 Sketch of the plasma actuator

1.2 等离子体激励布局

图 4 给出了数值仿真中不同激励强度下，两组等离子体激励在静止空气中诱导近壁面射流速度沿轴向的分布。单组等离子体激励器所产生的体积力为 50mN/m 时，等离子体激励在静止空气中所产生的最大诱导速度为 4.5m/s，该诱导速度以现有的等离子体激励器即能实现，确保了本部分数值模拟结果在实验中的可验证性。

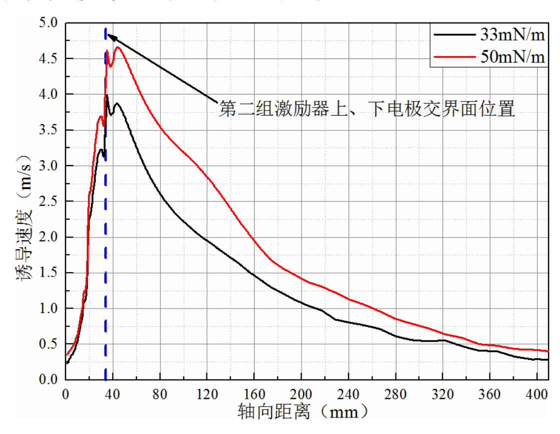


图 4 不同激励强度下，等离子体激励诱导近壁面射流速度沿轴向的分布

Fig. 4 The distributions of the velocity of the near wall jet induced by the plasma actuation with different actuation strengths

如

图 5 所示，激励布局中等离子体激励器与叶栅额线平行，形成沿轴向的体积力，预期可以增加叶顶流场的轴向动量，抑制泄漏涡向叶片前缘及相邻叶片压力面的发展。等离子体激励布局下，定义 Actu2 上、下电极交界面与叶片前缘的距离为 *Dis*，负值表示等离子体激励器位于叶片前缘上游。

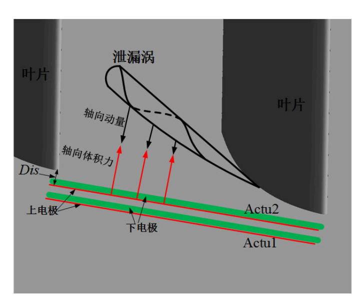


图 5 等离子体激励布局

Fig. 5 Plasma actuation layout

1.3 等离子体激励对叶顶泄漏流的抑制效果

定义总压损失系数为：

$$\omega=\frac{p_{1t}-p_2}{p_{1t}-p_{1s}} \qquad (1)$$

其中 p_{1t} 是来流总压，p_{1s} 是来流静压，p_2 是当地总压.

定义截面流量平均总压损失系数为：

$$\omega_s=\frac{\iint \omega\rho u \mathrm{d}S}{\iint \rho u \mathrm{d}S} \qquad (2)$$

其中，S 为所选截面的面积，u 为轴向速度。定义栅距平均总压损失系数为:

$$\omega_t=\frac{\int \omega dl}{\int dl} \qquad (3)$$

参照 Suder 工作[40]，对于本部分所研究的不可压流动，在选定截面对于 $\left|\nabla(\vec{V})\right|\geq C_value$ 的区域定义为堵塞区域，其中 *C_value* 为临界值，根据 Suder 研究结论，堵塞区域对于 *C_value* 数值的变化并不敏感，这里令 *C_value*=2。截面上

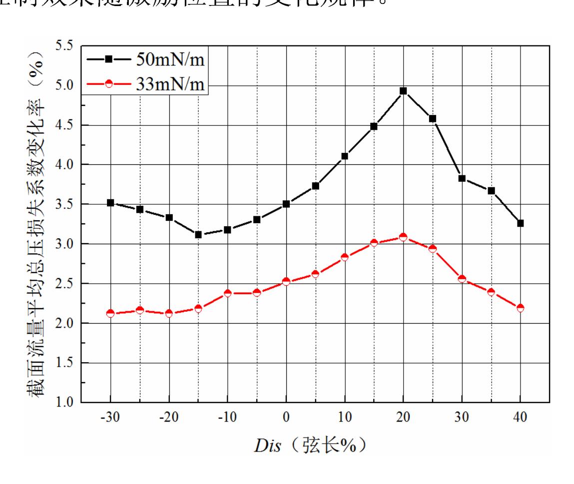
一点的堵塞系数可定义为：

$$B_{coeffi}=1-\frac{u_{loc}}{u_e} \qquad (4)$$

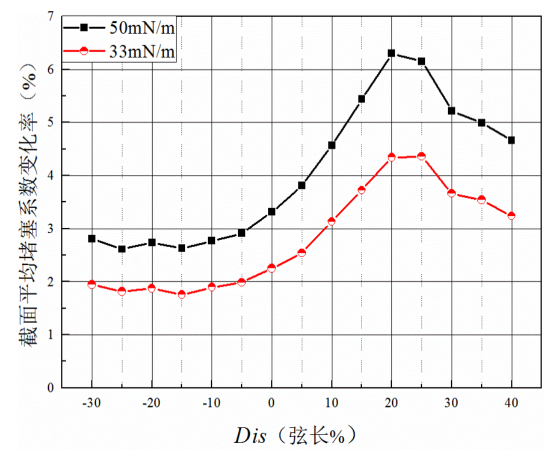
其中 u_{loc} 为当地轴向速度，u_e 为距离计算点最近堵塞边界处轴向速度。可定义截面平均堵塞系数为：

$$A_b=\frac{\iint B_{coeffi}dS}{\iint dS} \qquad (5)$$

图 7（a）、（b）分别给出了不同激励强度下、不同位置处，等离子体激励对栅后截面流量平均总压损失和截面平均堵塞系数的影响，相对变化率为正表示等离子体激励使得相应流动参数减小，体积力的数值为单组等离子体激励器所产生体积力的大小。根据图 7（a）、（b），随着等离子体激励器由叶片前缘上游 30%弦长位置逐渐向下游移动，等离子体激励所对应的流动损失和堵塞的相对变化率先增大后减小，当等离子体激励器位于叶片前缘下游 20%弦长位置时，栅后流动损失和堵塞减小最为明显。等离子体激励所产生体积力的大小影响了损失和堵塞变化的幅值，但并不改变等离子体激励器的最佳激励位置以及流动控制效果随激励位置的变化规律。



(a) 栅后流量平均总压损失系数变化率



(b) 栅后截面平均堵塞系数变化率

图 7 不同等离子体激励参数下栅后流动参数的变化率

Fig. 6 The variance of the cascade outlet parameters with different plasma actuation parameters

图 8 给出了叶栅通道内部不同轴向位置处栅距平均机匣壁面轴向剪切力的数值，0%弦长轴向位置代表了叶片前缘，栅距平均机匣壁面轴向剪切力的数值由正减小为 0 的位置表征了主流/泄漏流交界面的平均轴向位置[41]。根据图 8 和图 7，等离子体激励布局的最佳流动控制效果位置位于主流/泄漏流交界面平均轴向位置上游 5%弦长范围内，即位于主流/泄漏流交界面上游附近的等离子体激励对叶顶泄漏流的抑制作用最强。根据 Cameron 等人[41]研究，压气机近失速点主流/泄漏流交界面的平均轴向位置往往到达叶片前缘附近，Vo 等人[9]研究表明位于转子叶顶前缘附近的等离子体激励抑制压气机失速的能力最强，结合本文结果可以推测，位于转子叶顶前缘附近的等离子体激励正是由于更有效地抑制了近失速点的泄漏流，而具有了抑制压气机失速较强的能力。

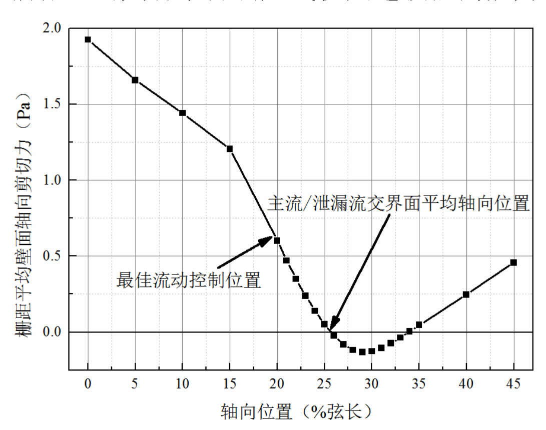


图 8 栅距平均机匣壁面轴向剪切力沿轴向的分布

Fig. 7 The distribution of the pitch-averaged casing axial shear stress

1.4 等离子体激励对叶顶轴向动量的影响

根据 Cameron 等人[41]研究，决定主流/泄漏流交界面位置的关键因素为叶顶主流与泄漏流的轴向动量，为抑制主流/泄漏流交界面向叶片前缘移动，等离子体激励应最大限度提高叶顶流场轴向动量，故这里分析等离子体激励对叶顶流场轴向动量的影响，探究等离子体激励对泄漏流的抑制与其提高叶顶流场轴向动量能力的关联。

为分析等离子体激励对叶顶轴向动量的影响，借鉴文献[42]，首先引入控制体分析方法。图 9 给出了叶顶控制体模型及其动力学分析，控制体距离机匣固壁面高度根据叶栅通道出口泄漏流所影响的展向范围而确定，而其沿轴向的宽度定为 1%弦长。仿真中沿栅距方向为周期性边界条件，故控制体与外界的动量交换通过 A1、A2 和 U 面，C 面与机匣固壁面连接，无动量的输入或输出。外界对控制体的作用力包括 A1 面、A2 面、C 面以及 U 面上的表面力 p_1、p_2、p_c 以及 p_u，等离子体激励以及叶片对控制体的作用力统一归为体积力 F_b。则根据动量定理可得：

$$\left.\iint_{A1}\overline{p_1}\cdot d\overline{S}\right|_a+\left.\iint_{A2}\overline{p_2}\cdot d\overline{S}\right|_a+\left.\iint_{C}\overline{p_c}\cdot d\overline{S}\right|_a+\left.\iint_{U}\overline{p_u}\cdot d\overline{S}\right|_a+F_{b,a}$$
$$=\iint_{A1}\rho V_{1,a}\overline{V_1}\cdot d\overline{S}+\iint_{A2}\rho V_{2,a}\overline{V_2}\cdot d\overline{S}+\iint_{U}\rho V_{u,a}\overline{V_u}\cdot d\overline{S} \tag{6}$$

公式左端代表了控制体所受的合外力，右端代表了控制体动量的变化，下标 a 代表轴向。以来流方向为正方向，当公式右端为正时说明控制体所受轴向合外力指向下游，为负时说明控制体所受轴向合外力指向上游。记位于叶片前缘的控制体为控制体 1，依此对下游的控制体进行标号，对于第 j 个控制体，可定义轴向动量变化的累积：

$$M_j=\sum_1^j(m_i)$$
$$m_i=\left[\iint_{A1}\rho V_{1,a}\overline{V_1}\cdot d\overline{S}+\iint_{A2}\rho V_{2,a}\overline{V_2}\cdot d\overline{S}+\iint_{U}\rho V_{u,a}\overline{V_u}\cdot d\overline{S}\right]_i \tag{7}$$

其中 m_i 为第 i 个控制体的动量变化，M_j 反应了叶顶轴向动量变化的累积效应，当控制体所受轴向合外力始终指向下游时，M_j 则呈递增趋势，当控制体所受轴向合外力指向上游时 M_j 开始下降。相对于 m_i，M_j 能更直观的反映轴向动量变化沿轴向的分布规律。

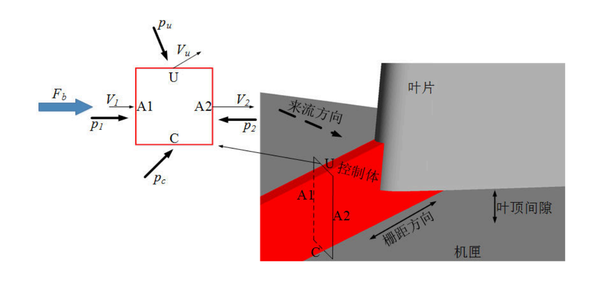


图 9 叶顶控制体模型及其动力学分析

Fig. 8 The blade tip control volume model and the corresponding dynamic analysis

图 10 给出了基准条件下以及施加不同位置处等离子体激励后，转子叶顶流场轴向动量变化累积沿轴向的分布（单组等离子体激励器所产生的体积力为 50mN/m），可以发现轴向动量变化累积由 22%弦长位置开始减小，说明控制体所受轴向合外力开始指向上游，即泄漏流所引起的回流开始主导叶顶流场。根据图 10，不同位置处等离子体激励对转子叶顶流场轴向动量变化累积的影响均较小，故并不能获得等离子体激励对叶顶流场轴向动量的影响规律。

控制体轴向动量的变化所反应的是其所受轴向合外力的幅值与方向，轴向动量变化为正表示轴向合外力指向下游，此时叶顶流动为主流主导，轴向动量变化为负表示轴向合外力指向上游，此时叶顶流动为泄漏流所引起的回流主导，轴向动量变化幅值则直接反应了轴向合外力幅值的大小。与布置于转子叶顶的周向槽机匣处理不同，等离子体激励诱导的体积力影响范围有限，其对叶顶流场轴向动量的影响并不能由各控制体所受轴向合外力来表示。为此，这里考虑利用流过图 9 中各控制体 A1 面的轴向动量来分析等离子体激励对叶顶流场轴向动量的影响。

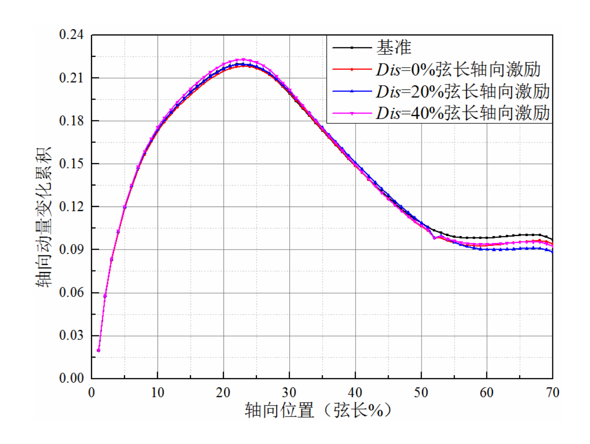


图 10 施加等离子体激励前后叶顶流场轴向动量变化累积沿轴向分布

Fig. 9 The distribution of the blade tip axial momentum accumulation with and without plasma actuation

图 10 给出了施加不同位置处等离子体激励前后叶顶流场轴向动量的变化（单组等离子体激励器所产生的体积力为 50mN/m）。对比图 10 与图 12 可以发现，尽管等离子体激励对各控制体所受轴向合外力影响较小，但其显著改变了叶顶流场轴向动量。不同位置处等离子体激励均提高了叶顶流场的轴向动量，位于泄漏流上游的 *Dis*=0%弦长等离子体激励对叶顶流场轴向动量的影响最小，位于主流/泄漏流交界面上游附近的 *Dis*=20%弦长等离子体激励使得叶顶流场轴向动量增加最多，而位于泄漏区内的 *Dis*=40%弦长等离子体激励对叶顶流场轴向动量的影响略强于 *Dis*=0%弦长等离子体激励，这是图 7（b）中 *Dis*=40%弦长等离子体激励比 *Dis*=0%弦长等离子体激励使得叶顶堵塞降低更多的原因。

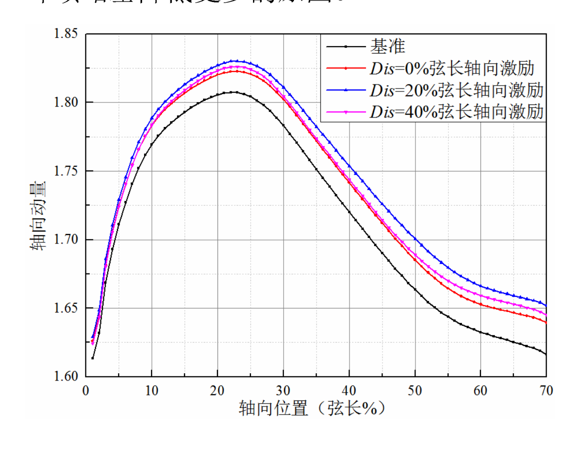


图 12 施加等离子体激励前后叶顶流场轴向动量的变化

Fig. 10 The distribution of the blade tip flow momentum with and without plasma actuation

2 轴流压气机失速的等离子体流动控制

2.1 数值仿真

相关实验和数值仿真研究已表明，布置于转子叶顶机匣的等离子体激励通过影响转子叶顶流动可以有效抑制压气机失速。Saddoughi 等人[17]实验发现等离子体激励可以拓宽跨音速压气机失速裕度，其对压气机失速裕度的改善主要来源于对转子叶顶泄漏流非定常特性的影响。

综合前人研究结果，等离子体激励对于压气机失速抑制的关键在于对叶顶泄漏流的控制，则第 1 节所获得的等离子体激励对叶顶泄漏流的流动控制规律和机制应可类比应用于压气机失速等离子体流动控制研究。为验证等离子体激励改善压气机性能的能力与其对转子叶顶泄漏流影响的关联，本节通过数值仿真开展了轴流压气机失速等离子体流动控制研究。

2.1.1 研究对象和数值模拟方法

本节以北京航空航天大学 1.5 级低速大尺寸压气机实验台为对象，具体参数如表 2 所示。

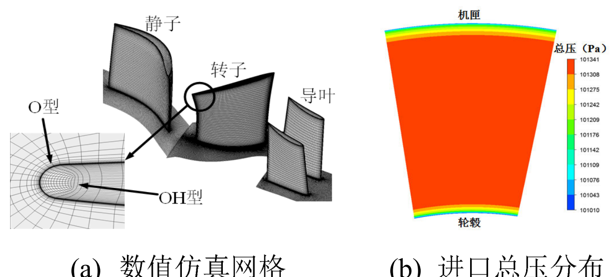
表 2 轴流压气机主要几何和气动参数

Table 2 Main geometric and aerodynamic parameters of the axial compressor

主要参数	数值
叶片数（导叶+转子+静子)	36+17+20
机匣直径（m)	1.0
轮毂比	0.6
转速（RPM)	1100
转子叶顶间隙（叶高%)	1.75
叶顶弦长（导叶+转子+静子, mm)	100+180+180
负荷系数	0.52
设计流量系数	0.58

图 13 给出了数值仿真网格和进口总压分布。利用 Ansys CFX 商用流体计算软件完成，湍流模

型选用 k-ω 两方程涡粘模型，计算网格由 Autogrid 生成。计算域进口距离导叶为 3 倍叶顶弦长，仿真中根据实验测量结果给定总压（如图 13（b）所示）；出口距离静子为 5 倍叶顶弦长，仿真中给定流量；固壁面采用绝热无滑移壁面。定常数值仿真中计算域共包括两个导叶通道、一个转子通道和一个静子通道，网格总数分别为 135 万、288 万和 90 万，对转子叶顶机匣等离子体激励位置和近壁面网格进行局部加密，保证固壁面处 $y^+<2$。等离子体激励的仿真方法与第 1 节保持一致。



(a) 数值仿真网格　　(b) 进口总压分布

图 13 数值仿真网格和进口总压分布

Fig. 11 Calculation grid and the distribution of the inlet total pressure

2.1.2 等离子体激励布局

图 14给出了等离子体激励布局在转子叶顶的布置方式，与第 1 节类似，激励布局中上、下电极交界面与转子叶顶前缘的距离定义为 *Dis*，安装角激励布局中上、下电极交界面与转子叶顶前、尾缘连线的距离定义为 *Dis*。

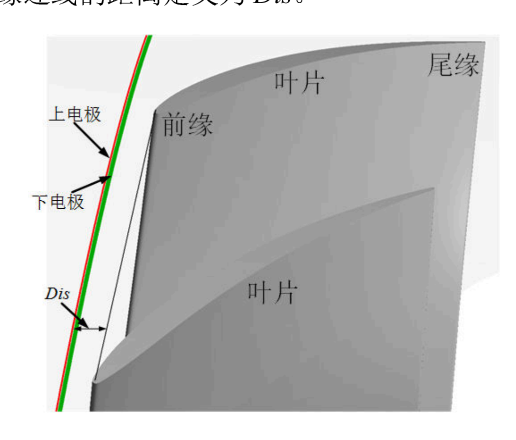


图 14 等离子体激励布局在转子叶顶的布置方式

Fig. 12 The installation of the plasma actuation layout within the rotor tip region

在研究激励位置对轴流压气机失速等离子体控制效果的影响时，由于转子与上游导叶轴向距离有限，采用单组等离子体激励器对轴流压气机失速进行控制。图 15 给出了不同激励强度下，单组等离子体激励器在静止空气中诱导的近壁面射流速度沿轴向的分布。为使得单组等离子体激励器能对轴流压气机失速产生明显影响，这里单组等离子体激励诱导的体积力高于第 1 节图 4 中单组等离子体激励。当等离子体激励诱导体积力为 293mN/m 时，其在静止空气中所产生的最大诱导速度为 11m/s，在真实实验中该诱导速度通过使用多组等离子体激励器即可获得[43]。

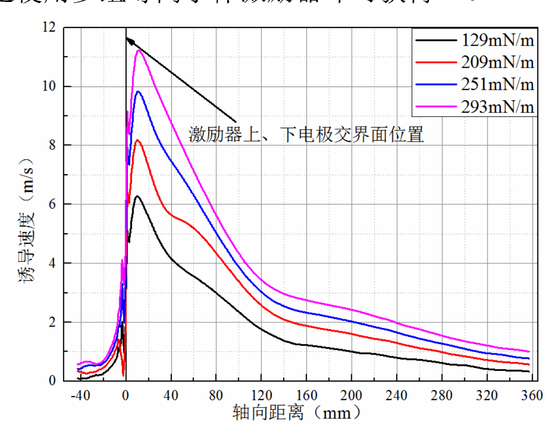


图 15 不同激励强度下，单组等离子体激励器诱导近壁面射流速度沿轴向的分布

Fig. 13 The distributions of the velocity of the near wall jet induced by the single plasma actuation with different actuation strengths

2.1.3 等离子体流动控制效果

定义流量系数 Fc：

$$Fc=\frac{C_a}{U_m} \tag{8}$$

定义压气机级总静压升系数 ψ：

$$\psi=\frac{p_3-p_{1t}}{\rho U_m^{\ 2}/2} \tag{9}$$

定义压气机级静压升系数 φ：

$$\varphi=\frac{p_3-p_1}{\rho U_m^{\ 2}/2} \tag{10}$$

定义压气机转子静压升系数 φ_R：

$$\varphi_R = \frac{p_2 - p_1}{\rho U_m^{\ 2} / 2} \qquad (11)$$

定义压气机静子静压升系数 φ_S:

$$\varphi_S = \frac{p_2 - p_1}{\rho U_m^{\ 2} / 2} \qquad (12)$$

其中，C_a 为进口轴向速度，U_m 为压气机转子叶中切线速度，p_1、p_2 和 p_3 分别为压气机转子前、转子后静子前和静子后静压，p_{1t} 为进口总压。

相关研究[44]表明，压气机失速特性一般与其总静压升特性曲线的峰值点密切相关，故本章对轴流压气机失速的分析均采用其总静压升特性。

图 16给出了等离子体激励诱导形成体积力为293mN/m 时，不同位置处等离子体激励对轴流压气机总静压升特性的影响。可以发现，等离子体激励能够使得轴流压气机总静压升系数升高，并能拓宽其稳定工作范围，*Dis*=-5%转子叶顶弦长等离子体激励使得轴流压气机稳定工作范围和总静压升系数增加最大，随着等离子体激励器继续向上游移动，等离子体激励改善轴流压气机性能的能力缓慢减弱。根据图 16 中 *Dis*=5%和 10%转子叶顶弦长等离子体激励对轴流压气机性能改善能力可以发现，当等离子体激励器向下游移动至转子叶顶前缘下游时，等离子体激励改善轴流压气机性能的能力快速下降。因此，位于转子叶顶前缘下游的等离子体激励对轴流压气机性能的改善能力，明显弱于位于转子叶顶前缘上游的等离子体激励。

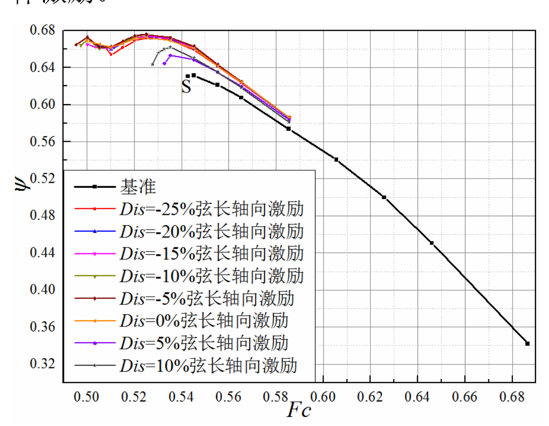


图 16 等离子体激励诱导形成体积力为293mN/m 时，不同位置处等离子体激励对轴流压气机总静压升特性的影响

Fig. 14 The influence of plasma actuation on the total to static pressure rise performance of the axial compressor with different actuation locations and a induced body force of 293mN/m

真实发动机中压气机综合失速裕度一般是根据给定转速下近失速点与共同工作线的流量和总压比来确定[1]。对于本文所研究的 1.5 级压气机，不存在共同工作线，且亚音速压气机总压升较小，这里定义压气机失速裕度为近失速点与设计点的流量差，则施加等离子体激励后压气机失速裕度的改善 *SMI* 定义为:

$$SMI = \frac{\Delta Fc_a - \Delta Fc_b}{\Delta Fc_b} * 100\% \qquad (13)$$

其中，ΔFc_b、ΔFc_a 分别为基准条件下和施加等离子体激励后压气机近失速点流量系数与设计点流量系数的差值。

为综合评估等离子体激励流动控制效果，参照 Suder 等人[45]工作，定义施加激励后压气机近失速点流量的变化 ΔFc_s:

$$\Delta Fc_s = \frac{Fc_{sb} - Fc_{sa}}{Fc_{sb}} * 100\% \qquad (14)$$

其中，Fc_{sb}、Fc_{sa} 分别为基准条件下和施加等离子体激励后压气机近失速点流量系数。

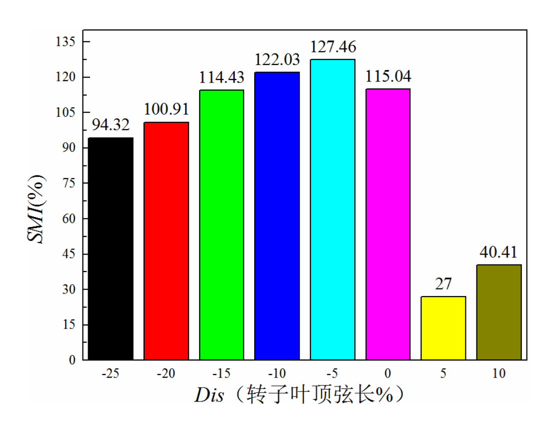
为评估等离子体激励对压气机扩压能力的影响，定义施加等离子体激励后最大静压升系数的变化 $\Delta\varphi_m$:

$$\Delta\varphi_m = \frac{\varphi_{mb} - \varphi_{ma}}{\varphi_{mb}} * 100\% \qquad (15)$$

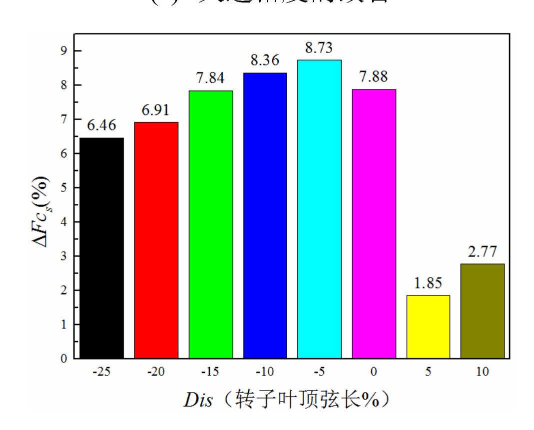
其中，φ_{mb}、φ_{ma} 分别为基准条件下和施加等离子体激励后压气机最大静压升系数。

图 17 给出了等离子体诱导形成体积力为293mN/m 时，不同位置处等离子体激励对轴流压气机失速裕度、近失速点流量系数以及最大静压升系数的影响。可以发现该激励强度下，不同位置处等离子体激励均可以减小轴流压气机近失速点流量，增大其失速裕度并提高其扩压能力。*Dis*=-5%转子叶顶弦长等离子体激励对轴流压气机性能的改善最显著，使得轴流压气机失速裕度

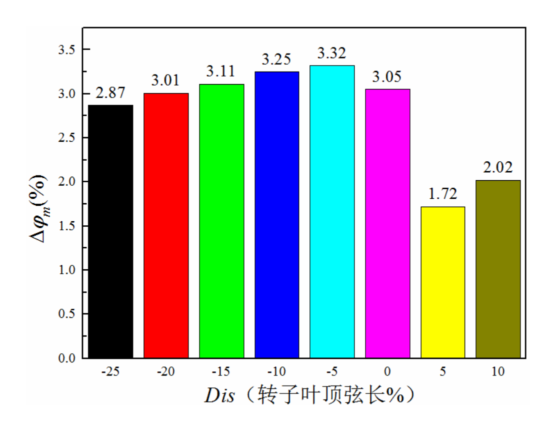
增加了 127.46%、近失速点流量系数降低了 8.73%、最大静压升系数增加了 3.32%。等离子体激励器由 *Dis*=-5%转子叶顶弦长位置逐渐向转子叶顶前缘上游移动时，等离子体激励对轴流压气机性能的改善能力缓慢减弱，至 *Dis*=-25%转子叶顶弦长位置，等离子体激励使得轴流压气机失速裕度增加了 87.47%、近失速点流量系数降低了 5.99%、最大静压升系数增加了 2.87%。当等离子体激励器向下游移动至转子叶顶前缘下游时，等离子体激励改善轴流压气机性能的能力快速下降，*Dis*=5%和 10%转子叶顶弦长等离子体激励下轴流压气机失速裕度的改善仅为 *Dis*=-25%转子叶顶弦长等离子体激励改善量的 28.6%和 42.7%，同时 *Dis*=5%和 10%转子叶顶弦长等离子体激励下轴流压气机最大静压升系数的变化亦明显低于 *Dis*=-25%转子叶顶弦长等离子体激励的流动控制效果。与图 16 结果类似，图 17 的定量结果进一步说明，相对于转子叶顶前缘上游的等离子体激励，位于转子叶顶前缘下游的等离子体激励改善轴流压气机性能的能力明显偏弱。



(a) 失速裕度的改善



(b) 近失速点流量的变化



(c) 最大静压升系数的变化

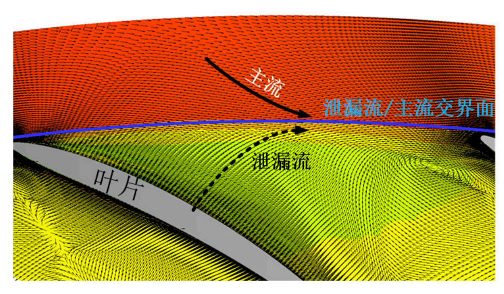
图 17 等离子体诱导形成体积力为 293mN/m 时，不同位置处等离子体激励对轴流压气机性能的影响

Fig. 15 The influence of plasma actuation on the total performance of the axial compressor with different actuation locations and a induced body force of 293mN/m

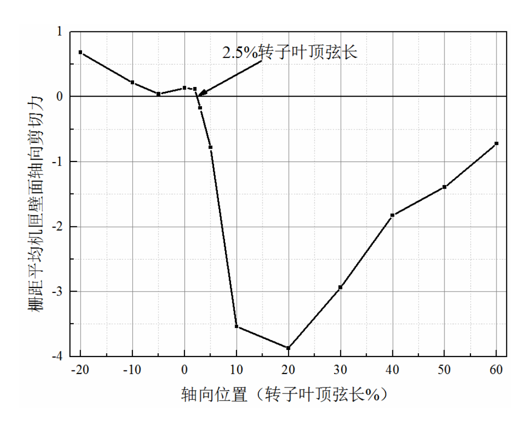
图 18 给出了近失速点轴流压气机转子叶顶泄漏流形态以及栅距平均机匣壁面轴向剪切力沿轴向的分布。根据图 18（a），近失速点轴流压气机转子叶顶主流/泄漏流交界面基本与转子叶顶前缘连线平行；图 18（b）中 0%叶顶弦长坐标对应转子叶顶前缘的位置，可以发现主流/泄漏流交界面的平均轴向位置在 2.5%转子叶顶弦长位置。故对于上文所研究的等离子体激励布局，*Dis*=-5%转子叶顶弦长等离子体激励恰位于主流/泄漏流交界面上游 2.5%转子叶顶弦长位置。当等离子体激励位于主流/泄漏流交界面平均轴向位置上游附近时，其对泄漏流的抑制作用最明显，故图 16 和图 17 中 *Dis*=-5%转子叶顶弦长等离子体激励对轴流压气机性能改善能力最强，结合 Vo 等人[9]研究，进一步说明等离子体激励对轴流压气机失速控制关键在于对叶顶泄漏流的抑制。

对于 *Dis*=5%和 10%转子叶顶弦长等离子体激励，两种激励布局位于转子叶顶前缘下游，所诱导的体积力直接作用于泄漏所引起的回流区内，此时等离子体激励会在泄漏区内引起额外的流动掺混，导致流动堵塞的增加。故图 16 和图 17 中 *Dis*=5%和 10%转子叶顶弦长等离子体激励对轴流压气机性能的改善能力明显弱于位于转子叶顶前缘上游的等离子体激励。近失速点泄漏涡

的发展即决定了泄漏流/主流交界面的轴向位置，相对于叶片后半段的泄漏流，泄漏涡内部包含更强的剪切流动。相对于 *Dis*=5%转子叶顶弦长等离子体激励，*Dis*=10%转子叶顶弦长等离子体激励距离转子叶顶前缘即泄漏涡更远，故其在泄漏区内所引起的额外流动掺混更弱，进而图 16 和图 17 中 *Dis*=10%转子叶顶弦长等离子体激励对轴流压气机性能的改善能力强于 *Dis*=5%转子叶顶弦长等离子体激励。



(a)　泄漏流/主流交界面



(b)　栅距平均机匣壁面轴向剪切力

图 18　近失速点轴流压气机转子叶顶泄漏流与栅距平均机匣壁面轴向剪切力沿轴向的分布

Fig. 16 The axial compressor tip leakage flow and distribution of the pitch-averaged casing axial shear stress at near stall point

2.1.4　等离子体激励对轴流压气机转子叶顶轴向动量的影响

图 19 给出了不同位置处等离子体激励对轴流压气机转子叶顶流场轴向动量的影响（其中等离子体诱导形成体积力为 293mN/m）。可以发现，位于转子叶顶前缘下游的 *Dis*=5%转子叶顶弦长等离子体激励使得转子叶顶流场轴向动量的增加量明显低于 *Dis*=-5%和-15%转子叶顶弦长等离子体激励，说明其对叶顶泄漏流的抑制能力较弱，这与图 16 和图 17 中位于转子叶顶前缘下游的等离子体激励对轴流压气机性能改善能力较弱的现象相呼应。图 19 中 *Dis*=-5%和-15%转子叶顶弦长等离子体激励对叶顶流场轴向动量的影响相当，在 30%弦长之后位置，*Dis*=-5%转子叶顶弦长等离子体激励使得叶顶流场轴向动量的增加量略高于 *Dis*=-15%转子叶顶弦长等离子体激励。

对于叶顶轴向动量随轴向位置的变化曲线，其最大值点表征着主流主导区和泄漏主导区的分界，最大值点之后在泄漏所引起的回流作用下，叶顶轴向动量逐渐减小，故图 19 中曲线最大值点距离叶片前缘越远，泄漏主导区向叶片前缘截面发展的越不充分，轴流压气机转子叶顶流场品质越高。相对于 *Dis*=-15%转子叶顶弦长等离子体激励，图 19 中 *Dis*=-5%转子叶顶弦长等离子体激励作用下曲线最大值点明显更加远离叶片前缘，故其改善轴流压气机性能的能力最强。

综上分析，相对于叶栅环境，等离子体激励与轴流压气机转子叶顶泄漏流的相互作用更加复杂，此时最佳的等离子体激励布局应兼顾考虑其增加叶顶流场轴向动量的能力及其对主流/泄漏流主导区交界点的影响，这一发现与文献[42]关于周向槽机匣处理对压气机“钟形曲线”影响的研究结论类似。

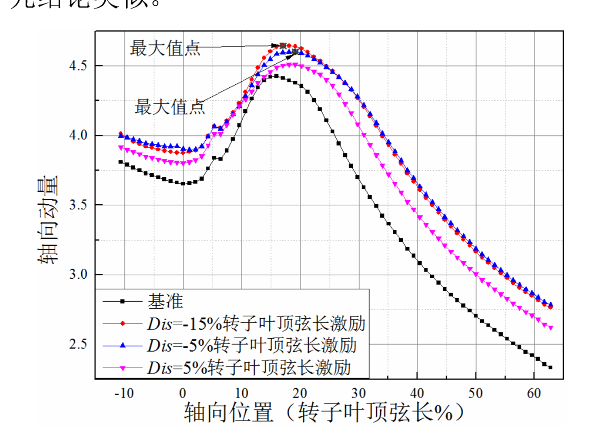


图 19　不同位置处等离子体激励对轴流压气机转子叶顶流场轴向动量的影响

Fig.17 The influence of plasma actuation on the rotor tip flow momentum with different actuation locations

2.2 实验研究

经过近十年的发展，压气机失速等离子体流动控制仍缺乏系统的实验研究，限制了人们对相关规律和机制建立更加深入的认识。为此，本节利用作者所设计搭建的可用于等离子体流动控制实验的立式压气机实验台，开展了等离子体激励抑制压气机失速的实验研究。

2.2.1 研究对象与实验台整体结构

压气机实验台具有近似模拟压气机多级环境的功能，与常规单级压气机实验台不同，这里的压气机实验台共有五排叶片，分别为进口导叶、静子、转子、静子和出口导叶，其中进口导叶用于模拟转子出口流动工况。本文主要研究等离子体激励对转子和第二排静子所组成的一级压气机失速的流动控制规律，表 3 给出了其具体参数。

表 3 实验研究中轴流压气机主要参数

Table 3 Main parameters of the axial compressor researched with experiments

主要参数	数值
叶片数（导叶+静子+转子+静子+出口导叶）	37+65+49+65+39
机匣直径（m）	0.5
轮毂比	0.85
设计转速（RPM）	2400
转子叶顶间隙（叶高%）	2
转子叶顶弦长（mm）	30
负荷系数	0.45
设计流量系数	0.58

图 21 给出了压气机实验台整体结构。实验中所采用的等离子体激励电源、电测量设备以及等离子体激励器与第二章相同，这里不再介绍。压气机实验台包括进口段、实验段和支撑结构，驱动电机以及节流阀放置于支撑结构内部。压气机设计转速为 2400RPM，本部分实验在 1600RPM、2000RPM 和 2400RPM 三个转速下进行了测量。由于实验进口段未添加整流网，进口总压 p_0 采用环境大气压，通过测量导叶前静压 p_s 获得进口轴向速度，通过测量转子前静压 p_1、第二排静子前静压 p_2 和第二排静子后静压 p_3 获得压气机级静压升特性、转子静压升特性和静子静压升特性。

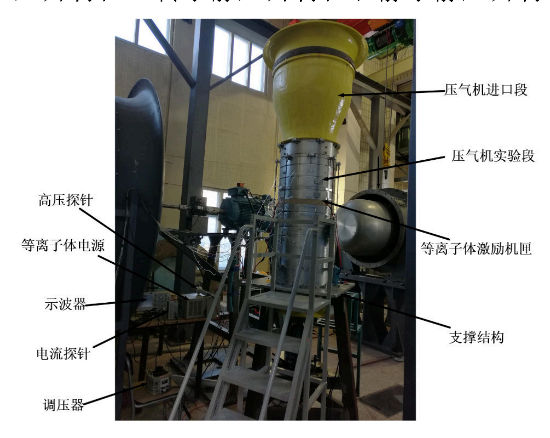


图 21 压气机实验台整体结构

Fig. 18 The overall structure of the compressor test facility

2.2.2 等离子体激励布局

图 22 给出了等离子体激励器示意图，这里使用两组等离子体激励器 Actu1 与 Actu2 以获得足够大的诱导体积力。安装时将 4 组同样的激励器（图 22）拼接之后嵌于留有安装槽的外机匣中，在上、下电极施加高压时，等离子体激励器诱导的体积力沿周向均匀分布，故压气机运转时转子叶顶区域流动受到恒定的轴向体积力作用。

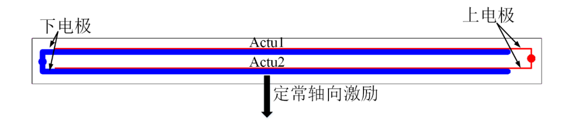


图 22 等离子体激励器示意图

Fig. 19 The sketch of the plasma actuator

图 23 给出了等离子体激励器在转子叶顶机匣的安装及其放电形态。相对于前期国内外学者有关压气机失速等离子体流动控制的实验研究工作，本实验台转子叶片以及转子叶顶机匣均采用非金属材料，有效防止了放电过程中等离子体激励器与周围金属部件的爬电现象。

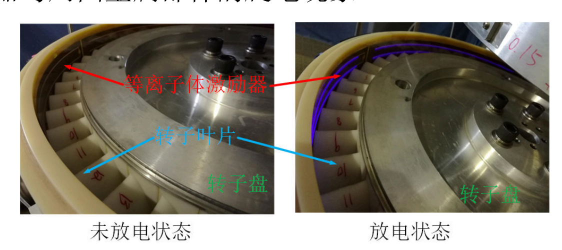


图 23　等离子体激励器的安装与放电形态

Fig. 20 The installation and discharge performance of the plasma actuator

2.2.2　等离子体激励流动控制效果

对于低速单级轴流压气机，不存在共同工作线，总压比较小的情况下，数值仿真研究中使用设计点与近失速点流量系数定义了压气机失速裕度，而在非设计转速下工作时，本部分所研究的单级压气机并没有确定设计点，故需根据其工作特性定义合适的 *SM*（失速裕度）以对比等离子体激励对不同转速下轴流压气机失速的流动控制效果。

由于实验中未对转子前总压进行测量，而本文主要关注压气机失速的流量裕度，故本部分通过级静压升系数来研究轴流压气机失速特性。图 24 给出了不同转速下轴流压气机的静压升特性，曲线 Lsc 为轴流压气机失速边界，Lm 为轴流压气机最大静压升点连线。根据图 24，不同转速下轴流压气机近失速点的流量系数并无明显差别，但失速边界与最大静压升点的距离差异较大，压气机转速越低，其失速边界越靠近最大静压升点。为获得足够扩压能力，压气机实际工作点应尽量靠近最大静压升点，故失速边界与最大静压升点的距离一定程度上反应了压气机的稳定工作范围。为了对比等离子体激励对不同转速下压气机失速的流动控制效果，这里定义压气机失速裕度 *SM* 为近失速点与最大静压升点的流量差，此时施加等离子体激励后压气机失速裕度的改善 *SMI* 仍按公式（13）计算。

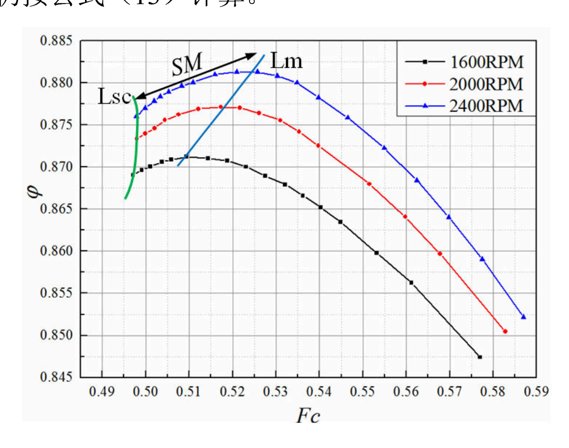


图 24 不同转速下轴流压气机静压升特性及失速裕度的定义

Fig. 21 Definition of the stall margin and the performance of the axial compressor static pressure rise performance under different rotation speeds

图 25 给出了激励电压为 15kV 时，施加等离子体激励前后轴流压气机静压升特性对比。在 1600RPM 和 2000RPM 转速下，等离子体激励在提高轴流压气机失速裕度的同时使得其静压升系数有所增大，主要是因为位于转子叶顶前缘附近的等离子体激励可以更加有效的对转子叶顶泄漏流进行抑制。

在 1600RPM 和 2000RPM 转速下等离子体激励对轴流压气机大流量点静压升系数的影响相对较小，随着流量系数的减小，等离子体激励使得轴流压气机静压升系数的增大量有明显增大的趋势。在 2400RPM 转速下，等离子体激励并没有使得轴流压气机静压升系数明显改变，但仍较为显著地提高了轴流压气机失速裕度，说明等离子体激励对失速的抑制能力并不与其对静压升系数的影响直接相关。这一实验现象与 GE 团队[17]跨音速压气机等离子体流动控制的结果相吻合，其研究表明，等离子体激励在不改变压气机大流量点工作特性的同时仍可以拓宽其稳定工作范围。

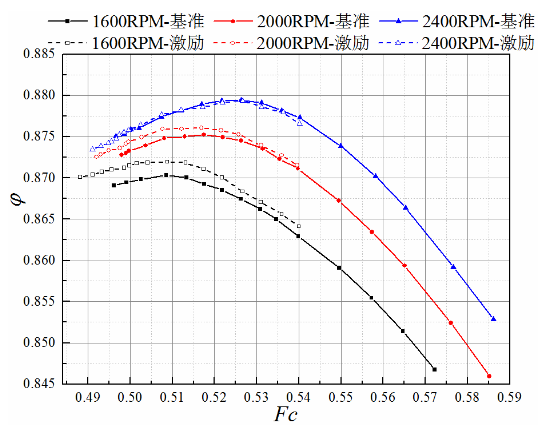


图 25 激励电压为 15kV 时，施加等离子体激励前后轴流压气机静压升特性对比

Fig. 22 When the actuation voltage is confined to 15kV, the static pressure rise performance of the axial compressor with and without plasma actuation.

表 4 给出了激励电压为 15kV 时，等离子体激励对轴流压气机性能的影响。根据表 4 中 Δφaver

数值，等离子体激励并没有使得 2400RPM 转速下轴流压气机静压升系数明显改变，但在 1600RPM 和 2000RPM 转速工况下增大了轴流压气机静压升系数，且 1600RPM 转速下轴流压气机静压升系数增加幅度更大。

对比不同转速下表 4 中 SMI 的数值，在 1600RPM 转速下等离子体激励对轴流压气机失速的抑制能力最强，随着转速的增加等离子体激励抑制轴流压气机失速的能力逐渐减弱，转速由 1600RPM 增大为 2000RPM 时，SMI 数值减小了 30.17%，转速由 2000RPM 增大为 2400RPM 时，SMI 数值仅减小了 7.81%。

根据表 4 中 ΔFcs 数值，等离子体激励在 1600RPM 转速下可使得轴流压气机近失速点流量系数变化了 1.6%，随着转速的增大 ΔFcs 数值逐渐减小，与 SMI 变化规律类似，ΔFcs 数值的减小亦有逐渐变慢的趋势。

表 4　激励电压为 15kV 时，等离子体激励对轴流压气机性能的影响

Table 4 When the actuation voltage is confined to 15kV, the influence of the plasma actuation on the performance of the axial compressor

压气机性能参数	1600RPM	2000RPM	2400RPM
SMI（%）	57.34	27.17	19.36
ΔFcs（%）	1.607	1.201	1.109
Δφaver（%）	0.1301	0.0949	-0.0136

3 高速压气机三维角区分离的等离子体流动控制

前期作者所在课题组详细研究了等离子体气动激励对低速轴流压气机叶栅三维角区分离的流动控制规律。本节通过数值仿真开展高速压气机叶栅三维角区分离的等离子体流动控制研究，以获取等离子体激励抑制高速压气机叶栅三维角区分离的规律和机制。

3.1 研究对象

本节选取 NACA65-K48 高速压气机叶栅为研究对象，结合真实发动机中高压压气机静叶来流工况，这里高速的含义为高亚音速，本部分来流马赫数固定为 0.7。所研究叶栅模型如图 26 所示，表 5 为叶栅模型的具体参数。

表 5　NACKA65-K48 高速压气机叶栅主要气动参数

Table 5 Main aerodynamic parameters of the NACA65-K48 high-speed compressor cascade

几何参数	数值
弦长 c/mm	60
叶展 h/mm	100
设计马赫数 Ma	0.67
叶型弯角 θ/°	42
几何进口角 β1/°	132
几何出口角 β2/°	90
安装角 γ/°	112.5
稠度 τ	1.82
展弦比	1.67
最大挠度/mm	6

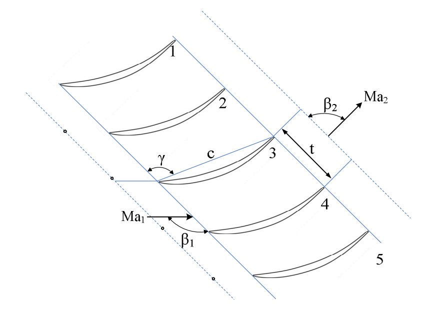


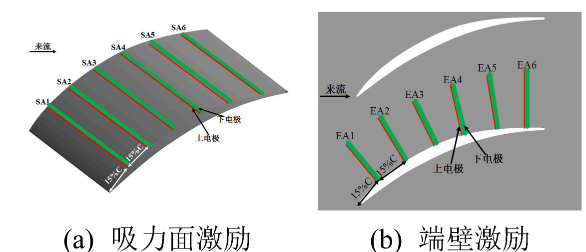
图 26 叶栅模型示意图

Fig. 23 Sketch of the cascade model

3.2 等离子体激励布局和数值仿真方法

为有效控制高速压气机叶栅三维角区分离，如图 27 所示，分别在端壁和吸力面施加等离子体激励。端壁激励可以减弱端区低能流体在端壁/吸力面角区的堆积，抑制通道涡的发展；吸力面激励则可以减弱三维角区分离对主流的影响，减小壁面涡的强度。如图 27（a）所示，在吸力面上布置 6 组等离子体激励器 SA1~SA6，第一组激励器 SA1 布置在距离叶片前缘 15%弦长位置，各

组激励器沿叶高方向布置，相互间隔 15%弦长距离；如图 27（b）所示，在端壁上布置 6 组等离子体激励器 EA1~EA6，第一组激励器 EA1 布置在距离叶片前缘 15%弦长位置，各组激励器沿当地叶片吸力面法向布置，相互间隔 15%弦长距离。



(a) 吸力面激励　　(b) 端壁激励

图 27 等离子体激励布局

Fig. 24 Plasma actuation layout

图 28 给出了不同激励强度下，静止空气中六组等离子体激励器诱导近壁面射流速度沿轴向的分布，图中体积力数值为单组等离子体激励器诱导形成体积力的大小。在跨音速压气机等离子体流动控制实验研究中，GE 团队[17]将多组等离子体激励器组合布置于压气机机匣，在静止空气中其使用的多组等离子体激励所诱导的近壁面射流最大速度为 30 m/s 左右。根据图 28，对于本文所采用的等离子体激励布局，当单组等离子体激励诱导产生的体积力为 837mN/m 时，六组等离子体激励器在静止空气中所诱导近壁面射流最大速度约为 31m/s，与 GE 团队[17]所使用等离子体激励布局诱导气流加速的能力相当。

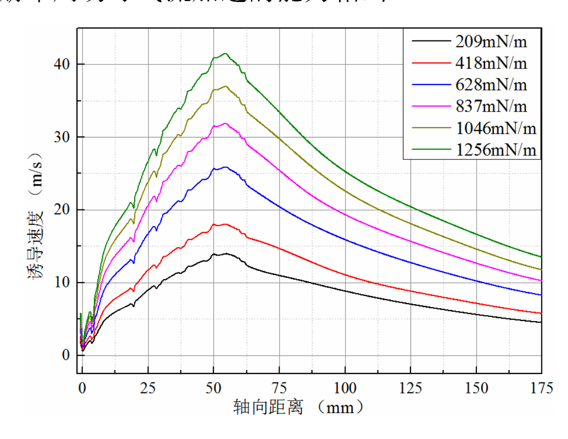


图 28 不同激励强度下，六组等离子体激励器诱导近壁面射流速度沿轴向的分布

Fig. 25 The distributions of the velocity of the near wall jet induced by the six plasma actuation with different actuation strengths

图 29 给出了高速压气机叶栅等离子体流动控制数值仿真所采用网格，其拓扑结构为H-O-H。为较为准确地模拟等离子体激励对高速压气机叶栅流场的影响，图 29 中数值仿真网格在图 27 中等离子体激励器位置进行局部加密，最终网格总数为 280 万。选用的湍流模型为 k-ω 涡粘模型。首先利用 Suzen 等人[39]所建立的唯象学模型对等离子体激励诱导产生的体积力进行求解，数值仿真中将得到的体积力作为边界条件施加于图 27 所示激励器位置，以实现对高速压气机叶栅流动分离的控制。

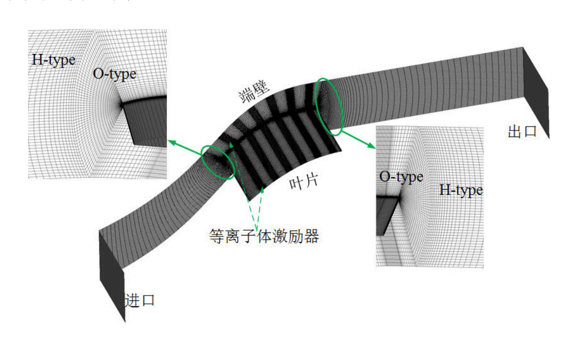


图 29 等离子流动控制数值仿真网格

Fig. 26 The simulation grid of the plasma flow control

3.3 吸力面激励流动控制效果

定义截面面积平均静压升系数 Cps：

$$Cps = \frac{\iint Cp\,\mathrm{d}S}{\iint \mathrm{d}S} \qquad (16)$$

其中，S 为所选截面的面积，Cp 为静压升系数。下文中高速压气机叶栅通道出口 Cps、ωs 和 A_b 的计算均选定在栅后 60%弦长截面。

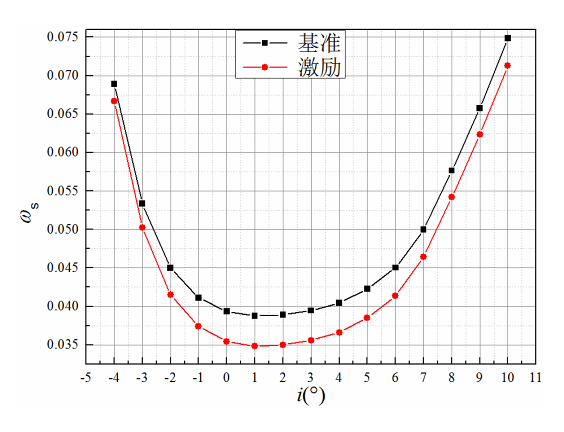
图 31 为施加图 27（a）所示吸力面激励前后，栅后截面平均流动参数随攻角的变化规律；图 32 给出了施加图 27（a）所示吸力面激励后，不同攻角下栅后截面平均流动参数的相对变化率，其中单组等离子体激励器诱导形成体积力为 837mN/m。

根据图 31（a），从流动损失的绝对变化量来分析，吸力面激励对于设计攻角附近的流动损失抑制作用较为明显，大的负攻角和正攻角下吸力面激励对于叶栅通道流动损失的抑制作用较弱。根据图 32，吸力面激励作用下，在来流攻角为 1°

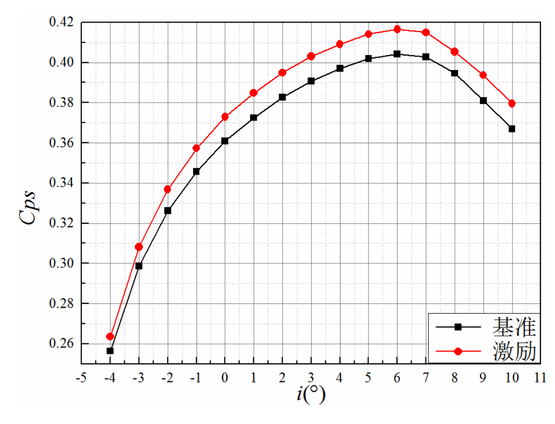
时，叶栅通道流动损失降低了 10.1%，随着攻角的增大和减小，叶栅通道流动损失的相对变化率同样不断减小；在来流攻角为-4°时，叶栅通道流动损失降低了 3.3%；在来流攻角为 10°时，叶栅通道流动损失降低了 4.8%。整体而言，吸力面激励对于正攻角工况叶栅通道流动损失的抑制作用明显强于负攻角工况。

根据图 31（b），从静压升系数的绝对变化量来分析，吸力面激励可以提高叶栅通道的扩压能力，且使得正攻角工况叶栅通道静压升系数增加更多。根据图 32，吸力面激励作用下，不同攻角下叶栅通道静压升系数的相对变化率相近，均增加了 3%左右。

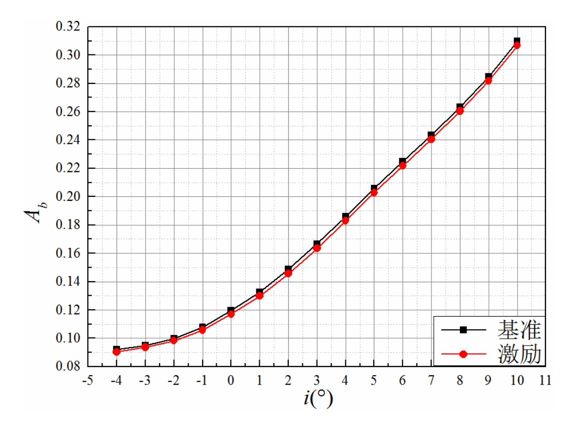
根据图 31（c），吸力面激励可以降低叶栅通道流动堵塞，但其对叶栅通道堵塞系数的影响相对较小。根据图 32，0°度攻角下吸力面激励可最大降低叶栅通道堵塞系数 2.3%，且随着攻角增大，三维角区分离逐渐增强，其对流动堵塞的影响逐渐变小，10°攻角下吸力面激励仅使得叶栅通道堵塞系数降低了 1%。根据图 31（c），-4°攻角下吸力面激励使得叶栅通道堵塞系数的绝对变化量较小，但由于此时基准条件下叶栅通道的流动堵塞较弱、堵塞系数较小，导致图 32 中-4°攻角下叶栅通道堵塞系数相对变化量的数值相大于-3°攻角工况，达到了 2%。故在偏离 0°度攻角工况时，随着攻角的增大和减小，吸力面对于叶栅通道流动堵塞的抑制作用均逐渐变弱。根据图 32，3°攻角下吸力面激励使得叶栅通道堵塞系数降低了 2%，-3°攻角下吸力面激励仅使得叶栅通道堵塞系数降低了 1.3%，结合图 31（c）可以发现，吸力面激励对于正攻角工况叶栅通道流动堵塞的抑制作用明显强于负攻角工况。



(a) 总压损失系数的变化规律



(b) 静压升系数的变化规律



(c) 堵塞系数的变化规律

图 31 施加吸力面激励前后，叶栅通道出口 120%弦长截面平均流动参数随攻角的变化规律

Fig. 27 The plane averaged flow parameters at the cascade outlet plane 120% chord length downstream the leading edge with and without suction surface plasma actuation

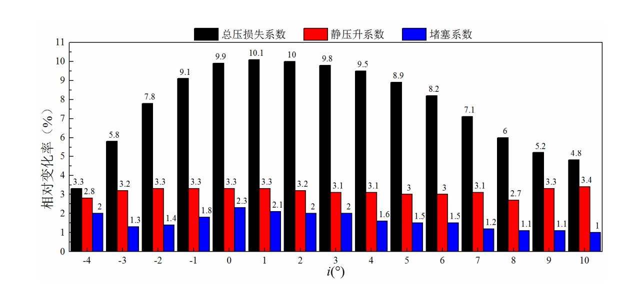


图 32 施加吸力面激励后，不同攻角下叶栅通道出口截面平均流动参数的相对变化率

Fig. 28 The relative variance rate of the cascade outlet plane averaged flow parameters under different incidence angles with suction surface plasma actuation

3.4 端壁激励流动控制效果

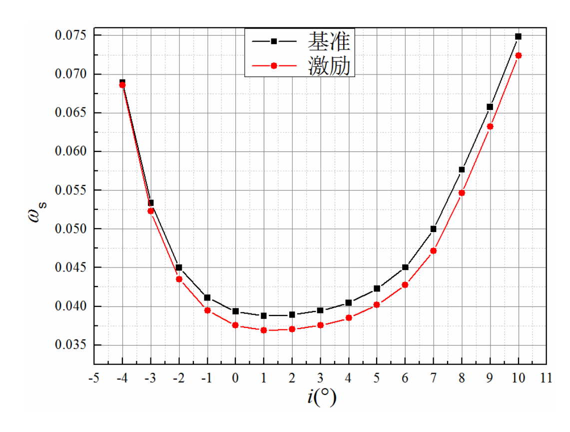
图 34 为施加图 27（b）所示端壁激励前后，栅后截面平均流动参数随攻角的变化规律；图 32 给出了施加图 27（b）所示端壁激励后，不同攻角下栅后截面平均流动参数的相对变化率，其中单组等离子体激励器诱导形成体积力为 837mN/m。

根据图 34（a），从流动损失的绝对变化量来分析，端壁激励对于正攻角工况叶栅通道流动损失的抑制作用明显强于负攻角工况。负攻角下由于叶片压力面流动分离的存在，且端壁激励无法有效抑制叶中部位的叶型损失，故相对于吸力面激励，端壁激励使得叶栅通道流动损失变化更小，根据图 36，-4°攻角下端壁激励仅使得叶栅通道流动损失减小了 0.5%。随着攻角的增大，端壁/吸力面角区分离逐渐增强，进而端壁激励能更有效地降低叶栅通道流动损失，在来流攻角为 7°时，端壁激励对叶栅通道流动损失抑制作用最明显，可减小叶栅通道流动损失 5.7%，但低于图 32 中吸力面激励最佳流动控制效果。当来流攻角大于 8°时，发生了角区失速，所施加的等离子体激励强度不足以对其进行有效控制，故端壁激励流动控制效果开始逐渐减小，来流攻角增大为 10°时，端壁激励仍可使得叶栅通道流动损失减小 3.3%。

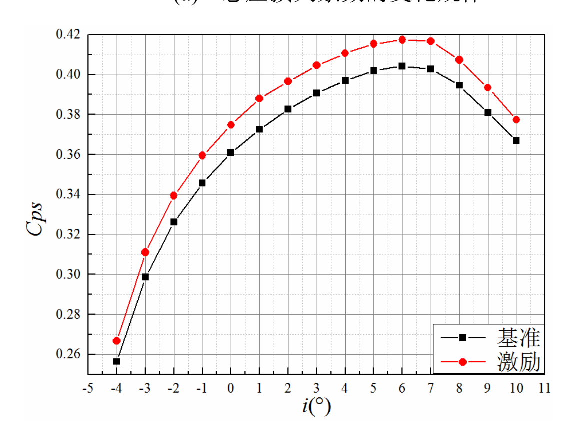
根据图 34（b），从静压升系数的绝对变化量来分析，端壁激励可以提高叶片通道的扩压能力，且使得正攻角工况叶栅通道静压升系数增加更多，该结果与图 31（b）中结果类似。根据图 36，1°攻角下，端壁激励可最大限度提升叶栅通道扩压能力，使得叶栅通道静压能系数增加了 4.2%，高于吸力面激励流动控制效果；随着攻角的增大，端壁激励作用下叶栅通道静压升系数的相对变化率逐渐降低，10°攻角下叶栅通道静压升系数的相对变化率达减小为 2.8%；在负攻角工况下，根据图 34（b），基准条件下叶栅通道静压升系数较小，尽管此时端壁激励作用下叶栅通道静压升系数的绝对变化量较小，图 36 中叶栅通道静压升系数相对变化率的数值仍较大，-4°攻角下叶栅通道静压升系数的相对变化率达到了 4%。

对比图 31（c）和图 34（c）可以发现，端壁激励对叶栅通道流动堵塞的抑制能力明显强于吸力面激励。三维角区分离是引起叶栅通道流动堵塞的主要原因，通过对其抑制，端壁激励更有效地降低了叶栅通道的流动堵塞。根据图 34（c），从堵塞系数的绝对变化量来分析，端壁激励对 -3°~7°攻角范围内叶栅通道流动堵塞抑制能力最强。根据图 36，0°攻角下，端壁激励最大可降低叶栅通道堵塞系数 9.4%，随着攻角的增大，叶栅通道三维角区分离逐渐变强，在大的正攻角下，所施加的等离子体激励强度已不足以对其产生明显影响，10°攻角下端壁激励仅使得叶栅通道堵塞系数降低了 1.8%。根据图 36，4°攻角下端壁激励使得叶栅通道堵塞系数降低了 5.8%，-4°攻角下端壁激励仅使得叶栅通道堵塞系数降低了 4.5%，结合图 34（c）可以发现，端壁激励对于正攻角工况叶栅通道流动堵塞的抑制作用明显强于负攻角工况。

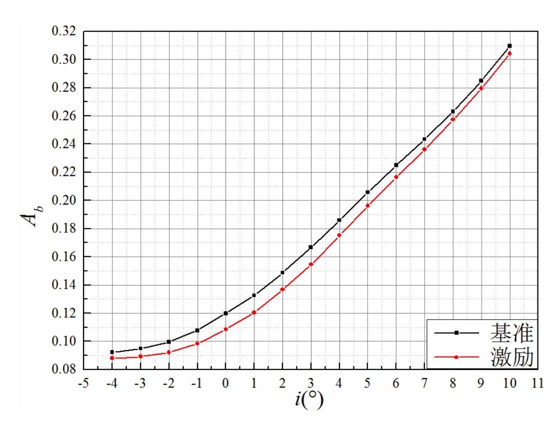
综合图 31 和图 34 可以发现，对于高速压气机叶栅通道内部流动流动损失和堵塞的抑制，存在着不同的最佳激励布局。吸力面激励能更有效地减弱叶栅通道流动损失，而端壁激励则能更有效地减弱叶栅通道流动堵塞并提升其扩压能力。



(a) 总压损失系数的变化规律



(b) 静压升系数的变化规律



(c) 堵塞系数的变化规律

图 34 施加端壁激励前后，叶栅通道出口 120%弦长截面平均流动参数随攻角的变化规律

Fig.29 The plane averaged flow parameters at the cascade outlet plane 120% chord length downstream the leading edge with and without endwall plasma actuation

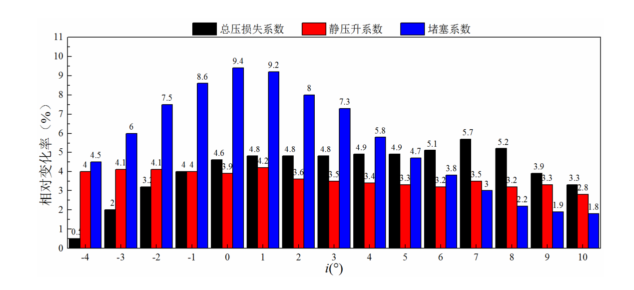


图 36 施加端壁等离子体激励后，不同攻角下叶栅通道出口截面平均流动参数的相对变化率

Fig. 30 The relative variance rate of the cascade outlet plane averaged flow parameters under different incidence angles with endwall plasma actuation

4 等离子体激励式压气机

传统的压气机设计或研究中，流动控制技术主要是作为一种辅助性的手段，大大限制了流动控制效能的发挥。吸附式压气机的发展，以及压气机叶栅几何与流动控制耦合优化研究[46]表明，融合流动控制手段的压气机气动设计可以释放设计中的很多自由度，使得原来的不可能变成可能。

融合流动控制手段的压气机设计，其关键在于先进的流动控制技术及其与压气机设计的高度耦合。由 NASA、MTU 公司、GE 公司、罗罗公司等组成的北约“More Intelligent Gas Turbine Engines”研究组认为，高效的压气机主动流动控制激励手段要满足以下条件：响应时间短（<4ms），激励频带宽（覆盖 200-300Hz 的转速对应频率、500Hz-2kHz 的叶片大尺度分离频率、5-20kHz 的叶片通过频率和 50-100kHz 的涡脱落频率），激励强度大，鲁棒性好[47]。文献[48]认为需要产生空间分布的一定波形、一定频率的激励，与叶尖泄漏流的涡核共振，使其耗散，进而扩大压气机稳定性。等离子体激励有望发展为转子叶尖喷气的替代途径。

在压气机等离子体流动控制研究的基础上，提出了等离子体激励式压气机的概念，将等离子体激励作为一个独立的设计变量加入到压气机设计中，设计空间显著拓宽，设计复杂性也显著增加。等离子体激励式压气机的主要技术特征是，通过等离子体激励与几何造型的耦合优化，实现

对附面层、分离流、泄漏流等典型流动的高效、宽范围调控，拓宽压气机设计参数空间，显著提升性能和效率。主要技术途径包括：

1）等离子体激励与转子尖部造型耦合优化，调控叶尖泄漏流动，拓宽稳定裕度。叶尖泄漏流动是压气机失速的重要诱发因素之一。国内外已有大量等离子体激励控制叶尖泄漏流的工作，未来的重点是进行多级压气机的叶尖泄漏流调控。

2）等离子体激励与叶片吸力面造型耦合优化，调控边界层转捩，提高压气机效率。吸力面边界层转捩调控在常规负荷情况下可以显著提高效率，压力面边界层转捩调控对高负荷情况可能会有显著影响。

3）等离子体激励与叶片吸力面造型耦合优化，调控叶片前缘扰流，提高可用攻角范围，拓宽稳定裕度。

4）等离子体激励与叶片吸力面造型耦合优化，调制叶片尾迹，简化导流叶片设计，或者调制尾迹频率，缓解高周疲劳问题。

5）等离子体激励与叶片/端壁造型耦合优化，调控端壁三维流动，提高压气机性能。三维角区分离流动是压气机内部复杂流动的薄弱区，对压气机的性能和工作的鲁棒性有很大影响，在几何优化设计的基础之上，等离子体激励可以提高设计的鲁棒性，并且降低设计的风险，降低制造和维护成本。

基于上述技术途径分析，等离子体激励式压气机的科学内涵主要体现在：

1)在等离子体激励式压气机的总体设计探索层面，以未来轴流、高效率和宽裕度压气机为牵引，以等离子体激励的流动控制潜力为支撑，提出新的级间负荷分配、转子/静子负荷分配和等离子体激励式叶型方案。

2)在等离子体激励式压气机的耦合优化探索层面，以代理模型为手段，以等离子体激励的唯象模型为输入，建立等离子体激励与几何造型耦合优化的描述和优化方法。

3）在新型高强度等离子体激励探索层面，针对等离子体激励式压气机总体设计和耦合优化提出的目标，发展提高等离子体激励诱导体积力、快速加热强度的新机制和新方法。

4)在等离子体激励与几何造型耦合优化的机制探索层面，揭示等离子体激励与转子尖部造型耦合优化调控泄漏流动，等离子体激励与叶片造型耦合优化调控前缘大曲率流动、边界层转捩、尾迹流动，等离子体激励与叶片/端壁造型耦合优化调控端壁角区分离流动的机制。

5 总结与展望

5.1 总结

(1) 提高叶顶流场轴向动量是等离子体激励抑制泄漏流的关键，位于主流/泄漏流交界面上游附近的等离子体激励能使得叶顶流场轴向动量增加最多，故其对叶顶泄漏流的抑制作用最强。

(2) 根据数值仿真结果，等离子体激励改善轴流压气机性能主要是通过提高转子叶顶轴向动量进而抑制叶顶泄漏流的发展，对于抑制轴流压气机失速而言，最佳的等离子体激励布局应兼顾考虑其增加叶顶流场轴向动量的能力以及对主流/泄漏流主导区交界点的影响。

(3) 根据实验研究结果，对于本文所研究的等离子体激励布局，在提高压气机失速裕度的同时可以提高压气机静压升系数，但施加激励之后压气机失速裕度与静压升系数的变化并不直接相关。随着转速的增大，等离子体激励对压气机失速裕度和静压升系数的影响逐渐变小，随着流量系数的减小，等离子体激励对压气机静压升系数的影响逐渐变大。

(4) 对于高速压气机叶栅内部流动流动损失和堵塞的抑制，存在着不同的最佳等离子体激励布局；端壁激励减小叶栅流动损失的能力低于吸力面激励，但其对叶栅扩压和堵塞的影响大于吸力面激励。正攻角下吸力面/端壁激励对高速压气机叶栅流动分离的抑制作用强于负攻角工况，但等离子体激励所能影响的范围有限，对于大正攻角下强的三维角区分离，其流动控制效果较小。

5.2 展望

通过抑制叶顶泄漏流，等离子体激励可以提高压气机失速裕度，其取得最佳流动控制效果的

关键在于提高叶顶流场轴向动量。为了提高等离子体激励抑制压气机失速的能力，应优化等离子体激励布局、采用高性能等离子体激励器，以最大限度提高压气机转子叶顶流场轴向动量。

通过实验，可以验证等离子体激励提高压气机失速裕度的能力。压气机失速等离子体流动控制的数值仿真和实验研究结果存在一定差异，为将相关研究成果进一步向应用转化，急需发展合适的实验平台，系统开展压气机失速等离子体流动控制实验研究。

端壁和吸力面等离子体激励均可有效抑制高速压气机叶栅三维角区分离，且等离子体激励的流动控制效果对激励布局有较强的依赖性。进一步研究中，应结合流动控制机理分析对等离子体激励布局展开优化，提高其流动控制效率，以实现利用相对较小的能量输入即可有效抑制高速压气机三维角区分离的目的。

基于压气机等离子体流动控制的机理认识，将等离子体激励布局和压气机气动型面设计耦合优化，发展等离子体激励式压气机，有望显著拓宽设计空间，提升压气机性能。这是未来的重要方向，有大量的科学问题需要深入研究。

参考文献

[1] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics[M]. New York: John Wiley & Sones, 1989

[2] Lakshminarayana B. Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1996

[3] 陈矛章. 风扇/压气机技术发展和对今后工作的建议[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1):1-15

[4] Corke T C, Enloe C L, Wilkinson S P. Dielectric barrier discharge plasma actuators for flow control[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2009, 42(1):505-529

[5] 李应红, 吴云, 宋慧敏, 等. 等离子体流动控制的研究进展与机理探讨[C]. 中国航空学会动力专业分会, 北京, 2006

[6] 吴云, 李应红. 等离子体流动控制研究进展与展望[J]. 航空学报, 2015, 36(2):381-405

[7] Tan C S, Day I J, Morris S C, et al. Spike-type compressor stall inception, detection, and control[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42(1):275-300

[8] 吴云, 李应红, 朱俊强, 等. 等离子体气动激励扩大低速轴流式压气机稳定性的实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(12):2025-2030

[9] Vo H D, Cameron J D, Morris S C. Control of short length-scale rotating stall inception on a high-speed axial compressor with plasma actuation[R]. ASME GT2008-50967

[10] Vo H D. Rotating Stall Suppression in Axial Compressors with Casing Plasma Actuation[J]. Journal of Propulsion & Power, 2010, 26(4):808-818

[11] Ashrafi F, Michaud M, Vo H D. Delay of rotating stall in compressors using plasma actuators[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(9):091009

[12] Jothiprasad G, Murray R C, Essenhigh K, et al. Control of tip-clearance flow in a low speed axial compressor rotor with plasma actuation[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 134(2):021019

[13] Wadia A R, Jothiprasad G, Saddoughi S. The effect of plasma actuators on tip clearance flows in compressor rotors[C]. ICAS 2012-28th International Congress of the Aeronautical sciences, Brisbane, Australia, 2012

[14] 李钢. 等离子体流动控制机理及其应用研究[D]. 中国科学院研究生院工程热物理研究所, 2008

[15] 李志远, 杜娟, 李帆, 等. 跨音压气机等离子体激励扩稳的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(6):1191-1195

[16] Wu Y, Ma C D, Tian S M, et al. Tip leakage vortex control in a low speed axial compressor using pulsed plasma actuation[R]. ASME GT2016-56795

[17] Saddoughi S, Bennett G, Boespflug M, et al. Experimental investigation of tip clearance flow in a transonic compressor with and without plasma actuators[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 137(4):041008

[18] Li Y H, Wu Y, Zhou M, et al. Control of the corner separation in a compressor cascade by steady and unsteady plasma aerodynamic actuation[J]. Experiments in Fluids, 2010,

48(6):1015-1023
[19] 吴云，李应红，朱俊强，等．等离子体气动激励抑制压气机叶栅角区流动分离的仿真与实验[J]．航空动力学报, 2009, 24(4):830-835
[20] 赵小虎．高负荷压气机叶栅等离子体流动控制研究[D]．西安：空军工程大学, 2012
[21] 赵小虎，李应红，岳太鹏，等．等离子体气动激励抑制高负荷压气机叶栅流动分离的实验研究[J]．高电压技术, 2011, 37(6):1521-1528
[22] Zhao X H, Li Y H, Wu Y, et al. Numerical investigation of flow separation control on a highly loaded compressor cascade by plasma aerodynamic actuation[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2012, 25(3):349-360
[23] Wu Y, Zhao X H, Li Y H, et al. Corner separation control in a highly loaded compressor cascade using plasma aerodynamic actuation[R]. ASME GT2012-69196
[24] 赵勤，吴云，李应红，等．端壁等离子体气动激励抑制高负荷压气机叶栅角区流动分离实验[J]．航空动力学报, 2013, 28(9):2129-2139
[25] Zhao X H, Li Y H, Wu Y, et al. Investigation of endwall flow behavior with plasma flow control on a highly loaded compressor cascade[J]. Journal of Thermal Science, 2012, 21(4):295-301
[26] 赵小虎，吴云，李应红，等．高负荷压气机叶栅分离结构及其等离子体流动控制[J]．航空学报, 2012, 33(2):208-219
[27] Zhao X H, Wu Y, Li Y H, et al. Topological analysis of plasma flow control on corner separation in a highly loaded compressor cascade[J]. Acta Mechanica Sinica, 2012, 28(5):1277-1286
[28] 张海灯，吴云，李应红，等．叶栅等离子体流动控制布局优化和影响规律[J]．航空动力学报, 2014, 29(11):2593-2605.
[29] Wu Y, Li Y H, Liang H, et al. Nanosecond pulsed discharge plasma actuation: characteristics and flow control performance[R]. AIAA 2014-2118
[30] 张海灯，吴云，李应红，等．高速压气机叶栅旋涡结构及其流动损失研究[J]．航空学报, 2014, 35(9):2438-2450
[31] Zhang H D, Wu Y, Li Y H, et al. Experimental investigation on a high subsonic compressor cascade flow[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2015, 28(4):1034-1043
[32] 张海灯，吴云，贾敏，等．压气机叶栅内流环境中纳秒脉冲等离子体的气动激励特性[J]．高电压技术, 2014, 40(7):2140-2149
[33] 张海灯，李应红，吴云，等．高速压气机叶栅纳秒脉冲等离子体流动控制仿真研究[J]．航空学报, 2014, 35(6):1560-1570
[34] 李钢，徐燕骥，林彬，等．利用介质阻挡放电等离子体控制压气机叶栅端壁二次流[J]．中国科学 E辑:技术科学, 2009, 39(11):1843-1849
[35] 刘华坪，陈焕龙，陈浮，等．等离子体对大折转角扩压叶栅性能的影响研究[J]．工程热物理学报, 2011, 32(8):1299-1302
[36] De Giorgi M, Traficante S, De Luca C, et al. Active flow control techniques on a stator compressor cascade: A comparison between synthetic jet and plasma actuators[R]. ASME GT2012-69535
[37] De Giorgi M, Pescini E, Marra F, et al. Experimental and numerical analysis of a micro plasma actuator for active flow control in turbomachinery[R]. ASME GT2014-25337
[38] Akcayoz E, Vo H D, Mahallati A. Controlling corner stall separation with plasma actuators in a compressor cascade [J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(8):081008
[39] Suzen Y B, Huang P G, Jacob J D, et al. Numerical simulations of plasma based flow control applications[R]. AIAA 2005-4633
[40] Suder K L. Blockage development in a transonic, axial compressor rotor [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3):465-476
[41] Cameron J D, Bennington M A, Ross M H, et al. The influence of tip clearance momentum flux on stall inception in a high-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(5):051005
[42] 南希．动叶端区轴向动量控制休分析方法及其在周向槽机匣处理中的应用[D]．北京：中国科学院工程热物理研究所, 2014
[43] Debien A, Benard N, Moreau E. Streamer inhibition for improving force and electric wind produced by DBD actuators[J]. Journal of Physics D Applied Physics, 2012, 45(21):215201

[44] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[R]. ASME GT1997-526
[45] Suder K L, Hathaway M D, Thorp S A, et al. Compressor stability enhancement using discrete tip injection[R]. ASME GT2000-0650
[46] Zhang M, He L. Combining shaping and flow control for aerodynamic optimization[J]. AIAA Journal, 2015, 53(4): 888-901
[47] NATO RTO. More intelligent gas turbine engines[R]. NATO RTO Technical Report, 2009, RTO-TR-AVT-128
[48] Tan C S, Day I, Morris S, et al. Spike-type compressor stall inception, detection, and control[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42: 275-300